

Hydroelastische Analyse vertikal schwingender Offshore-Tauchsysteme für die Tiefsee

Hydroelastic Analysis of a Vertically Oscillating Deep-Sea ROV System

Dipl.-Ing. **Martin Hieronymi**

Technische Universität Berlin, Bereich Schiffs- und Meerestechnik

Leibniz-Institut für Meereswissenschaften (IFM-GEOMAR), Kiel

Abstract

This paper presents an analysis of the vertical motion of a tethered deep-sea ROV system. First a continuous linear-elastic analytic model was developed to represent the oscillating system subject to surface excitation. In a second step, the system was interpreted as a finite-element lumped-mass model. Both models were compared and adapted to experimental test results. Based on these investigations generally admitted predictions can be made on the motion of the ROV, the tension in the tether, the transfer function between the vertical motion of the ship and the ROV and the system's harmonics. Special emphasis is laid on the condition of slack cable situations and extreme snap loads.

Stichworte: Kabelgebundene Tauchsysteme, ROV, Dynamik von Seekabeln, Bewegungsübertragung

1. Einleitung

Die Weltmeere – mit einer Durchschnittstiefe von dreieinhalbtausend Metern – bieten als Quelle für Rohstoffe, Nahrungsmittel und andere Ressourcen ein enormes Potential, an dem sowohl die Industrie als auch die Wissenschaft stark interessiert sind. Bei der Erforschung der Tiefsee und der Intervention unter Wasser spielen ferngesteuerte Fahrzeuge, so genannte *Remotely Operated Vehicles* (ROVs), eine maßgebliche Rolle. Seit den 1960er Jahren werden diese in zunehmendem Maße für nahezu alle Unterwasserarbeiten eingesetzt und haben sich seitdem zu einer zuverlässigen Standardtechnologie für alle Bereiche der Offshore- und Meeresforschungstechnik entwickelt. Abb. 1 verdeutlicht beispielhaft einige Einsatzgebiete von ROVs und der damit einhergehenden Infrastruktur. Im Wesentlichen bestehen solche maritimen Systeme aus einer Einsatzplattform an der Wasseroberfläche (Schiff oder Schwimmkran), dem angehängten Tauchsystem und der Verbindung durch ein zugbelastungsfähiges Multifunktionskabel (*Umbilical*).

Eine Hauptaufgabe derartiger Tiefseetechnologien ist der Transport von schweren Lasten wie Risern, *Blowout Preventern* oder Messstationen und Probennehmergeräten im Bereich der Meeresforschung. Mit dem Trend, in immer größere Meerestiefen vorzudringen, steigen die Anforderungen an die technische Ausrüstung signifikant an. Das Absetzen von schweren Lasten auf den Meeresboden muss bei

Wassertiefen bis zu 4000 m trotz Seegangs zentimetergenau erfolgen, ohne dabei den Verlust von Ausrüstungsgegenständen oder Beschädigungen zu riskieren. Insbesondere bei Bergungsmanövern von

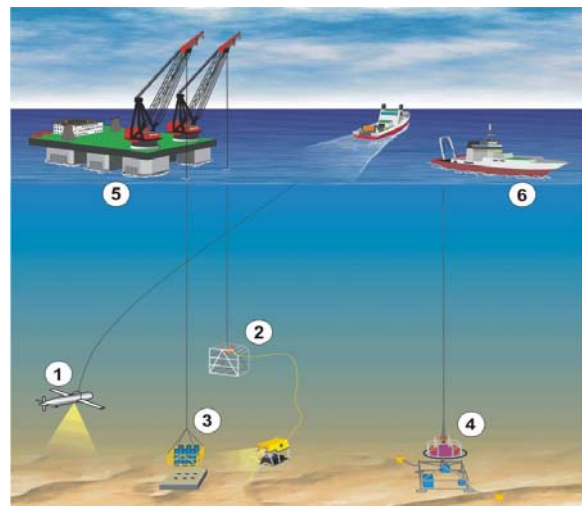


Abb. 1: Einsatzgebiete und Infrastruktur kabelgebundener Tauchsysteme für die Tiefsee: 1) Geschleppter Sensorträger, 2) ROV mit Transportkäfig, 3) Bohrausrüstung, 4) Bodenstation und mobiles Andocksystem, 5) Kranhalbtaucher, 6) Versorgungs- oder Schleppschiff, aus VANNAHME [2001]; *Exemplary application and infrastructure of tethered marine systems*

Strukturen auf dem Tiefseegrund (z.B. Messlaboren) müssen Schwingungsamplituden des Bergungs-

gerätes in engen Grenzen liegen, damit die Struktur 1) schnell lokalisiert, 2) zügig angesteuert und 3) sicher angekoppelt werden kann. Eine genaue Kenntnis der zu erwartenden Einsatzparameter, der charakteristischen Systemdynamik und der daraus folgenden Bewegungen und Lasten ist wichtig, um sichere und effiziente Tauchgänge durchführen und Schiffszeiten optimal nutzen zu können (CLAUSS & VANNAHME [2002b]).

Das dynamische Verhalten kabelgebundener strömungsbelasteter Zugsysteme wird entscheidend durch die Seilkopplung von Einsatzplattform und anhängiger Last, d.h. durch hydroelastische Phänomene geprägt.

Das Schiff wird bei einem Einsatz durch irregulären Seegang in Bewegung versetzt. Die Tauch-, Stampf- und Rollbewegungen des Schiffes werden überlagert und in Abhängigkeit von der Einbringposition an Bord (mittels A-Rahmen, Seitenausleger oder Moonpool) über das *Umbilical* auf die befestigte Last übertragen. DRISCOLL et. al. [1998] konnten zeigen, dass nur die vertikalen Bewegungskomponenten aus der Überlagerung signifikant übertragen werden; demnach reicht ein eindimensionales Modell aus, um das reale System hinreichend genau reproduzieren zu können.

Durch die Elastizität des Kabels sowie die an der Last wirkenden hydrodynamischen Kräfte, die entscheidend von der Fahrzeuggeometrie und den operativen Bedingungen abhängen, entstehen nicht-lineare dynamische Seilkräfte. Die meisten kabelgebundenen Systeme durchlaufen, wenn sie in große Tiefen gelangen und dabei nicht unter hoher Zugspannung stehen, einen dynamischen Bereich, in dem es zu instationären Fahrzeugbewegungen und zu extremen Zuglasten im Kabel kommen kann

(CLAUSS et. al. [2004]). Ein kritischer Bewegungszustand ist als *Slack Cable* bekannt: Infolge hoher Trägheits- und Widerstandskräfte kann das getauchte System nicht direkt den Oszillationen des Kabels folgen, das *Seil* ist in solchen Phasen kurzzeitig ungespannt und kann frei und unkontrolliert Bewegungen ausführen. Schiffs- und Lastbewegungen sind in diesem Zeitabschnitt entkoppelt, was zu einer zusätzlichen sprunghaften Phasenverschiebung der Bewegung zwischen oberem und unterem Kabelende führt. An beiden Kabelenden kann dies nach abrupter Wiedererstraffung zu peitschenartigen Lastspitzen (*Snap Loads*) führen, die oft um einige Größenordnungen höher sind, als die statischen Kräfte und die ein erhebliches Risiko für die Betriebssicherheit darstellen (HUANG [1997], DRISCOLL et. al. [1998]). *Snap Loads* bewirken darüber hinaus ein diskontinuierliches, nichtlineares Verhalten der Kabelelastizität, was zu einer temporären Verschiebung der Resonanzfrequenz führen kann (VASSALOS et. al. [2005]). Ebenfalls problematisch sind die freie Taumelbewegung des Tauchgerätes im entkoppelten Zustand und die durch anschließende Anspannung des Kabels erfolgende ruckartige Bewegung, die nicht kontrollierbar sind.

2. Stand der Forschung

Im Wesentlichen werden zwei Ansätze verfolgt, um das dynamische Verhalten vertikal kabelgebundener Tauchsysteme zu modellieren und damit Vorhersagen über deren Antwortverhalten treffen zu können. Das biegeschlaife strömungsbelastete Zugsystem wird als kontinuierliches Gebilde oder als diskretes Modell dargestellt (Abb. 2).

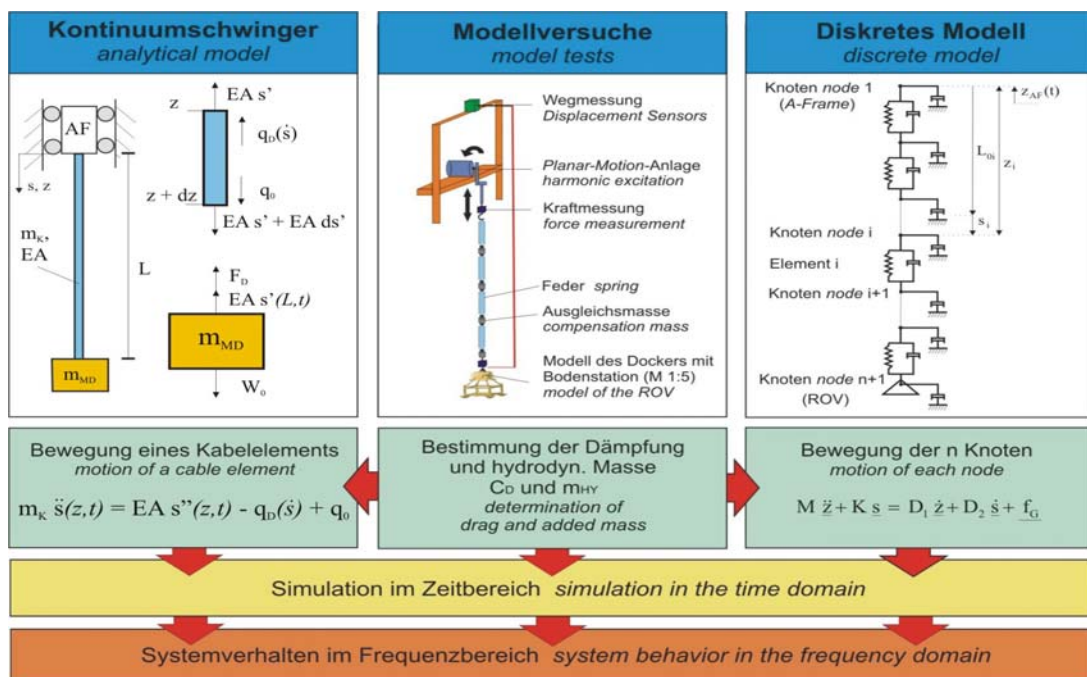


Abb. 2: Arbeitsprogramm zur Bewegungsanalyse des Tiefsee-ROVs MODUS: Das System als schwingendes Kontinuum, diskretes Modell und Modellversuche zur Validierung; *Work schedule for dynamic analysis of a deep-sea ROV system*

Bei der Betrachtung als schwingendes Kontinuum gleicht das System einem längs schwingenden massenbehafteten Seil, an dessen unterem Ende eine punktuelle Einzelmasse (das ROV) sitzt und dessen oberes Ende seegangsbedingt angeregt wird. Mit dem kontinuierlichen Modell können u. a. Bewegungs- und Spannungsspektren, Übertragungsfunktionen, das Eigenschwingverhalten und Schwingungen höherer Ordnung berechnet werden, und außerdem kann das Einsetzen von *Slack* im Kabel abgeschätzt werden (HUANG [1997], DRISCOLL et. al. [1998]). Die Modellvorstellung von einem kontinuierlichen Schwingungssystem kann bei der dynamischen Analyse jedoch nur eingeschränkt angewandt werden. Die zähigkeitsbedingte richtungs- und vom Quadrat der Geschwindigkeit abhängige Widerstandskraft wird durch Linearisierung angenähert, dadurch sind stetige Lösungen im Zeitbereich (*closed-form solutions*) und Analysen im Frequenzbereich möglich. Das Modell ist damit aber ungeeignet für irreguläre Wellenerregung. Laut Definition können biegeschlaife Kabel keinen Druck aufnehmen; im Fall von *Slack Cable*, wo die Spannung im Kabel kleiner Null wird (Druck) ist die Betrachtung als Kontinuum ungültig.

Bei dem diskreten Modell wird das *Umbilical* in n diskrete Punktmassen zerlegt, die durch gleiche masselose Federn verbunden sind (Kettenschwinger). Der kontinuierliche mechanische Verband wird also im Hinblick auf seine Massenverteilung, seine Werkstoffeigenschaften (Elastizität, Werkstoffdämpfung) sowie auf seine Beziehung zur Umgebung (Aufhängung, viskose Dämpfung, äußere Erregung usw.) so modelliert, dass die Bewegungen gegen diejenigen des kontinuierlichen Verbandes konvergieren. Durch die Diskretisierung des Kabels (*Lumped-Mass-Method*) erhält man für jedes diskrete Element die resultierende Bewegungsgleichung, die nach numerischer Integration im Zeitbereich gelöst werden kann.

Diskrete Modelle sind für ein breites Einsatzspektrum und veränderliche Systemkonfigurationen gültig. Genaue Vorhersagen über die Systemdynamik sind möglich, wenn die Modellparameter (z.B. hydrodynamische Masse, Dämpfung etc.) genau an die Systembedingungen angepasst wurden. Das Modell ist für irreguläre Erregung und auch im Fall von *Slack Cable* gültig. Damit dient es weit besser der Vorhersage von *Snap Loads* und instationären Bewegungszuständen (DRISCOLL et. al. [2000], VANNAHME [2001]).

In dieser Arbeit werden für das Tiefsee-Schwerlast-ROV MODUS beide Ansätze (Kontinuum und diskretes Modell) verfolgt und mittels Modellversuchen auf ihre Gültigkeit hin überprüft (siehe Abb. 2).

3. Vorarbeiten am ROV MODUS

Im Rahmen des EU-Forschungsprojekts *GEOSTAR* (GERBER et. al. [2001]) wurde an der TU Berlin in Zusammenarbeit mit der TFH Berlin der kabelge-

bundene Tiefseeeräteträger MODUS entwickelt. Der *Mobile Docker for Underwater Sciences* ist ein Schwerlast-ROV, das in erster Linie für sicheres und präzises Aussetzen und Bergen von Bodenstationen konzipiert wurde. Als offenes Tauchsysteem mit vielen Schnittstellen ist es aber auch für komplexere Tiefseeoperationen geeignet (CLAUSS et. al. [2002a]). Das System ist für Nutzlasten bis zu 30 kN und Einsattiefen von 4000 m ausgelegt.

Das *Tiefseeshuttle* kann je nach Einsatzbedingung vielseitig und modular ausgerüstet werden (Abb. 3).

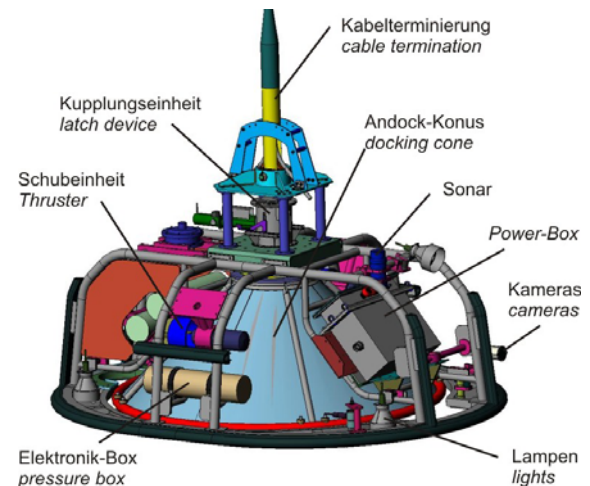


Abb. 3: CAD-Darstellung des voll ausgerüsteten ROVs; *Design of the completely equipped ROV*

Die logistische Infrastruktur zum Einsatz des Tauchsystems beschränkt sich hauptsächlich auf eine Winde, eine Vorrichtung zum Ausbringen des ROVs (z.B. A-Rahmen), Energieversorgung und einen Kontrollraum für den Fahrzeug-Operator; damit ist das System sehr flexibel einsetzbar. In mehreren Projekten konnte die Tauglichkeit, Zuverlässigkeit und Kosteneffizienz nachgewiesen werden. Der mobile Docker stellt damit eine hervorragende Alternative zu kommerziell genutzten Schwerlast-ROVs dar. Tab. 1 zeigt die Abmessungen des Dockers, einer beispielhaften Bodenstation und des italienischen Forschungsschiffes *Urania*, auf dem das Tauchsysteem oft zum Einsatz kam. Die hydrodynamischen Massen (*added masses*) wurden numerisch und experimentell bestimmt (CLAUSS et. al. [2002a]).

| F/S Urania | | |
|-------------------------------|------------------|------------------|
| Länge über alles L_{OA} [m] | 61.3 | |
| Länge zw. Loten L_{PP} [m] | 52.5 | |
| Breite B [m] | 11.1 | |
| Seitenhöhe D [m] | 5.3 | |
| Tiefgang T [m] | 3.6 | |
| Displacement W [t] | 1115 | |
| | MODUS | Bodenstation |
| Masse m_0 [kg] | 1090 | 2771 |
| Hydrodyn. Masse m_{HY} [kg] | 5420 | 3250 |
| Gewicht in Wasser W_0 [N] | 7350 | 13479 |
| L/ B/ H [m] | 2.88/ 2.35/ 1.02 | 3.50/ 3.50/ 2.90 |

Tab. 1: Abmessungen des Einsatzschiffs, des MODUS und einer Bodenstation (ORION-1); *Main dimensions of the vessel, ROV and bottom station*

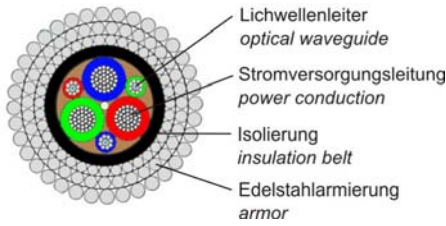


Abb. 4: Schematische Darstellung des Kabelquerschnitts, *Schematic representation of the umbilical*

Der Querschnitt des Multifunktionskabels ist schematisch in Abb. 4 dargestellt. Dessen mechanische Eigenschaften prägen charakteristisch das hydroelastische Schwingverhalten des Systems; die technischen Daten des eingesetzten *Umbilical* sind Tab. 2 zu entnehmen.

| | |
|------------------------------------|-----------------|
| Maximale Einsatztiefe [m] | 4000 |
| Durchmesser [m] | 0.0254 |
| Bruchlast [kN] | 378 |
| Arbeitslast [kN] | 89 |
| Axiale Dehnsteifigkeit EA [N] | $25 \cdot 10^6$ |
| Masse pro Meter m_K [kg/m] | 2.276 |
| Metergewicht in Wasser W_K [N/m] | 18.30 |

Tab. 2: Technische Daten des Kabels; *Umbilical data*

Für die hydroelastische Analyse des Tauchsystems wurde die vertikale Bewegung des Kabelaufhängungspunktes (an der Umlenkrolle am A-Rahmen) untersucht (siehe Abb. 5). Unter Zuhilfenahme der Kurzzeitwellenstatistik wurde für moderate Seegangsbedingungen ein Energiedichtespektrum des Seegangs (*Pierson-Moskowitz-Spektrum*) berechnet. Das Bewegungsverhalten des mittelgroßen Forschungsschiffs *Urania* wurde numerisch untersucht. In Abhängigkeit von der Welleneinlaufrichtung ergibt sich die Übertragungsfunktion der Tauchbewegung für den A-Rahmen vor allem aus der Überlagerung von Tauch- und Stampfbewegungen des Schiffes. Multipliziert man das Energiedichtespektrum des Seegangs mit der quadrierten Übertragungsfunktion der A-Rahmentauchbewegung, so ergibt sich das Spektrum des Antwortsignals, aus dem man Rückschlüsse auf die signifikanten und maximalen Tauchbewegungen des A-Rahmens ziehen kann. Durch *inverse Fast-Fourier-Transformation* (iFFT) kann man daraus eine zeitliche Sequenz der A-Rahmentauchbewegung generieren (CLAUSS et. al. [1988]).

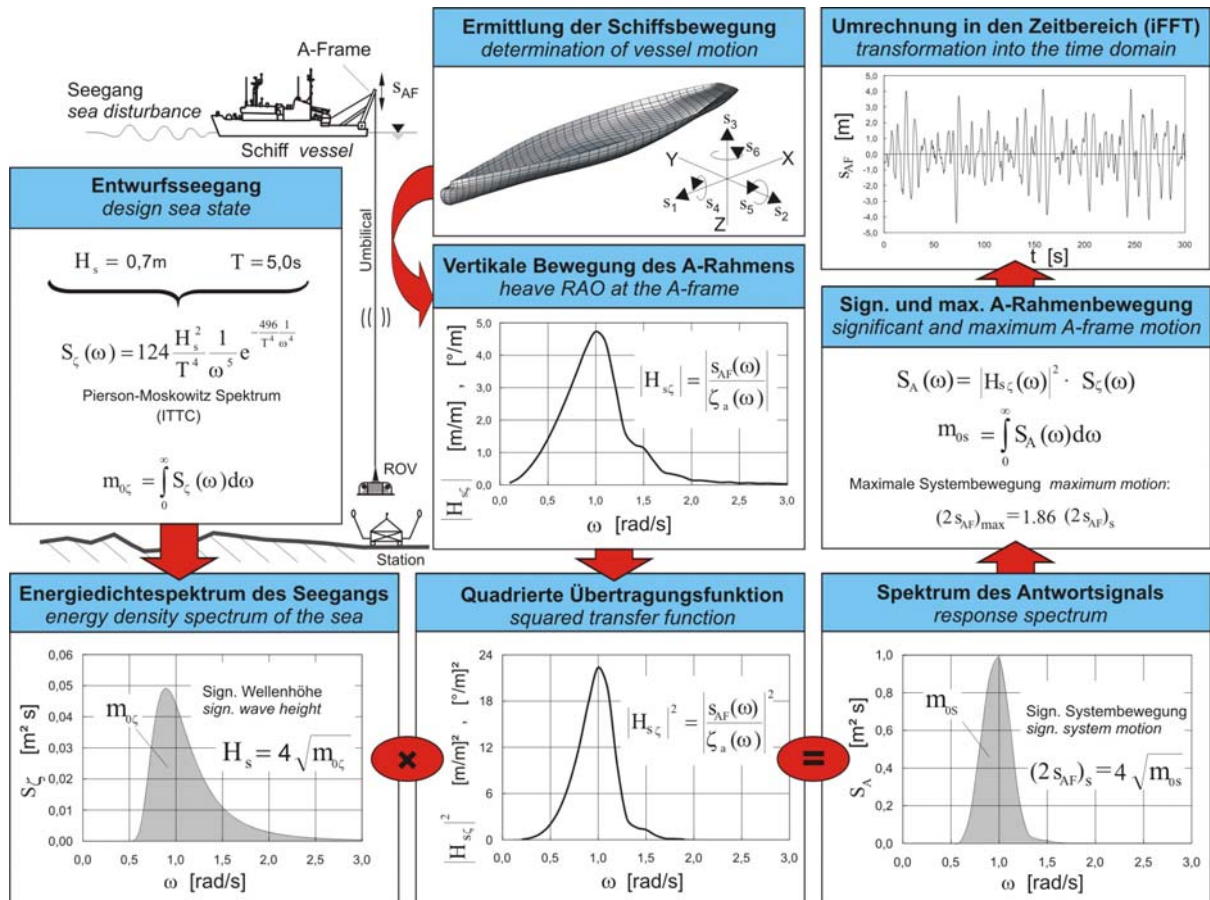


Abb. 5: Determinierung der Schiffs- und A-Rahmentauchbewegungen im Seegang durch Anwendung der Spektralanalyse und Kurzzeitwellenstatistik (nach CLAUSS et. al. [1988], CLAUSS et. al. [2002a]); *Determination of the vessel and A-frame motion subject to sea disturbances by applying spectral analysis and wave statistics*

4. Analytische Untersuchungen

Aufgrund der nicht vernachlässigbaren Kabelmasse wird das Tauchsystem als kontinuierliches Gebilde betrachtet. Dabei handelt es sich im Grunde um die erzwungene Längsschwingung eines Stabes mit punktueller Endmasse am unteren Kabelende und einem bewegten oberen Auflager. Eine Prinzipskizze und das Kräftegleichgewicht in einem Kabelement sind in Abb. 2 dargestellt.

Auf das Kabel wirken zwei Streckenlasten: das konstante Eigengewicht q_0 und der zeit- und ortsabhängige Widerstand $q_D(z,t)$. Die lokale Vertikalverschiebung im raumfesten Koordinatensystem wird mit $s(z,t)$ beschrieben, EA ist die Dehnsteifigkeit des Kabels und m_k dessen Masse pro Länge. Das obere Kabelende (bei $z = 0$) wird harmonisch bewegt, am unteren Ende (bei $z = L$) hängt die schwingende *Punktmasse* m_{MD} (MD für Mobiler Docker) am Kabel. m_{MD} setzt sich aus der ROV-Trockenmasse m_0 und der hydrodynamischen Masse m_{HY} zusammen. Die Gewichtskraft des getauchten Körpers in Wasser W_0 bleibt immer konstant, bei Bewegung des Tauchgeräts wirkt die Widerstandskraft F_D . Die Widerstandsanteile q_D [Kraft pro Länge] und F_D [Kraft] sind bei kleinen Geschwindigkeiten etwa proportional zur Absolutgeschwindigkeit. Bei schnelleren Tauchbewegungen steigen die zähigkeitsbedingten Widerstandskräfte proportional zum Quadrat der Geschwindigkeit. Die nichtlineare Widerstandskraft am ROV bzw. die Streckenlast (je Längeneinheit) am Kabel sind:

$$F_D = 1/2 C_{ROV} \rho A \cdot \dot{s}(L,t) |\dot{s}(L,t)| \quad (1)$$

$$q_D(z,t) = 1/2 C_K \rho d \pi \cdot \dot{s}(z,t) |\dot{s}(z,t)|. \quad (2)$$

Darin sind C die dimensionslosen Widerstandskoeffizienten für das ROV und Kabel, ρ die Wasserdichte, A ist die Schattenfläche senkrecht zur Geschwindigkeit und $d\pi$ beschreibt den Umfang des runden Seils. Die Schreibweise mit Betragstrichen impliziert die entgegen der Bewegung gerichtete Wirkung der Kräfte. Die quadratischen Geschwindigkeitsterme können näherungsweise durch lineare erregungsamplitudenabhängige Ausdrücke ersetzt werden (CLAUSS et. al. [1988] und CLAUSS et. al. [2004]).

Da hier nicht der Raum für die umfangreiche Ableitung zur Verfügung steht, soll wenigstens der dämpfungsfreie Fall, der sehr wohl die wesentlichen Effekte erfasst, kurz hergeleitet werden.

Die Verschiebung eines Kabelements $s(z,t)$ setzt sich aus zwei Anteilen zusammen: Der statische Teil, der in folgender Rechnung vernachlässigt wird, beschreibt die durch die Gewichtskräfte des nicht auftriebsneutralen Tauchsystems hervorgerufene Kabelelongation und wird einem dynamischen Anteil hinzuaddiert. Die Lösung des dynamischen Anteils erhält man aus dem zeitabhängigen Problem:

$$m_k \ddot{s}_{dyn}(z,t) - EA s''_{dyn}(z,t) = 0. \quad (3)$$

Der zeitharmonische Ansatz:

$$s_{dyn}(z,t) = s_0(z) \cos \omega t \quad (4)$$

liefert für s_0 die gewöhnliche Differentialgleichung:

$$s''_0(z) + k^2 s_0(z) = 0 \quad (5)$$

mit der Lösung:

$$s_0(z) = B_1 \sin k z + B_2 \cos k z, \quad (6)$$

$$\text{wobei } k^2 = \frac{m_k}{EA} \omega^2. \quad (7)$$

Mit den Randbedingungen für $z = 0$ und $z = L$:

$$s_{dyn}(0,t) = z_{AF0} \cos \omega t \quad (8)$$

$$EA s'_0(L) - m_{MD} \omega^2 s_0(L) = 0 \quad (9)$$

lassen sich die Konstanten B_1 und B_2 bestimmen:

$$B_1 = z_{AF0} \frac{\sin \beta + \alpha \beta \cos \beta}{\cos \beta - \alpha \beta \sin \beta} \quad (10)$$

$$B_2 = z_{AF0}, \quad (11)$$

wobei $\beta = kL$ und $\alpha = m_{MD}/m_k L$. Dies führt zu folgender Lösung:

$$s_{dyn}(z,t) = z_{AF0} \cos \omega t \cdot \frac{(\sin \beta + \alpha \beta \cos \beta) \sin kz + (\cos \beta - \alpha \beta \sin \beta) \cos kz}{\cos \beta - \alpha \beta \sin \beta}$$

Speziell für $z = L$ wird:

$$s_{dyn}(L,t) = z_{AF0} \cdot \frac{\cos \omega t}{\cos \beta - \alpha \beta \sin \beta}. \quad (13)$$

Aus diesem Ergebnis lassen sich weitere Folgerungen ableiten. Geht nämlich der Nenner $\rightarrow 0$, so bedeutet das (für den ungedämpften Fall) unendlich große Verschiebungen, also äußerst kritische Zustände. Im realen Dämpfungsfall werden die Amplituden zwar groß, bleiben aber endlich. Da das Massenverhältnis $\alpha = m_{MD}/m_k L$ für eine konkrete Kabellänge konstant ist, führt Nullsetzen des Nenners, mit den neuen Bezeichnungen $\beta \rightarrow \beta^*$ und $\omega \rightarrow \omega^*$, zur transzendenten Gleichung für die unendlich vielen (dimensionslosen) Eigenwerte, die sich bei Dämpfung im Übrigen nur wenig verändern:

$$\tan \beta^* = \frac{1}{\alpha \beta^*}. \quad (14)$$

Man erhält β^*_i , indem man die beiden Seiten der Eigenwertgleichung (14) aufzeichnet. Die Schnittpunkte beider Kurven liefern erste Schätzwerte für β^*_i , die mit dem *Newton-Verfahren* in wenigen Schritten verbessert werden. Mittels Gl. (7) erhält man aus den Eigenwerten die Eigenkreisfrequenzen:

$$\omega_i^* = \beta_i^* \sqrt{\frac{EA}{m_k L^2}}. \quad (15)$$

Für den Fall, dass die schwingende Endmasse m_{MD} sehr groß ist gegenüber der Kabelmasse $m_k L$ (bei MODUS ist das nur bis Kabellängen von 2900 m der Fall), kann die erste Eigenkreisfrequenz durch eine Näherungsformel abgeschätzt werden, wobei der angehängten (schwingenden) Last ein Drittel der Kabelmasse hinzugefügt wird (KLOTTER [1978]):

$$\omega_1^* = \sqrt{\frac{EA}{L \cdot (m_0 + m_{HY} + m_k/3)}} \quad (16)$$

Abb. 6 verdeutlicht die Entwicklung der ersten beiden Eigenkreisfrequenzen des ungedämpften Systems mit zunehmender Kabellänge bzw. Einsatztiefe (nach (15)).

Technisch bedeutsam ist das Resonanzverhalten des Systems, wenn die seegangsbedingte Erregerfrequenz ω in die Nähe der Systemeigenfrequenzen ω^* gerät, denn dann werden die Vertikalbewegungen des Tauchgeräts maximal. Die Systemerregung ist durch die signifikante Übertragungsfunktion des A-Rahmens gekennzeichnet. Diese Funktion beschreibt die statistisch zu erwartenden signifikanten Vertikalbewegungen des A-Rahmens aufgrund eines Seegangs mit der signifikanten Wellenhöhe H_S und der mittleren Wellenkreisfrequenz ω . In Abb. 6 ist diese Funktion für das mittelgroße Forschungsschiff *Urania* bei frontalem Welleneinfall aufgetragen (die Daten wurden numerisch mittels WAMIT ermittelt).

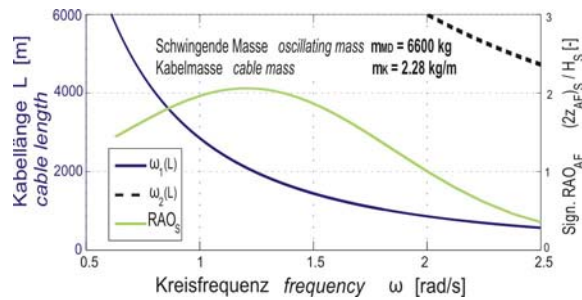


Abb. 6: Entwicklung der ersten beiden Eigenkreisfrequenzen ω_1^* , über die Kabellänge (ungedämpft) und signifikante Übertragungsfunktion der A-Rahmenbewegung bei Erregung mit der mittleren Wellenkreisfrequenz ω ; *Development of the first two eigenfrequencies with cable length (undamped), significant RAO of the A-frame motion*

Maximale Tauchbewegungen des A-Rahmens sind bei einer Seegangsperiode von ca. $T_0 = 5$ s ($\omega = 1,26$ rad/s) zu erwarten. Unter diesen Erregerbedingungen kommt es bei einer Kabellänge von etwa 2000 m zu maximalen Oszillationen des ROVs. Bei sehr großen Einsatz tiefen (> 3500 m) kommt der Einfluss der zweiten Eigenfrequenz zum Tragen, was sich weniger auf die *träge* Last, als vielmehr auf die Amplituden der Kabelelemente und insbesondere der Kabelmitte auswirkt. Wird ein vergleichbares Tauchgerät bis in 6000 m abgefiert (Maximale Einsatztiefe von MODUS ist 4000 m), werden bei einer Seegangsperiode von $T_0 = 3$ s ($\omega = 2,09$ rad/s) beim Durchgang von 1000 m und 6000 m Resonanzschwingungen zu registrieren sein.

Ein weiteres Kriterium für einen kritischen Zustand stellt die Normalkraft im Kabel $N(z,t)$ (*tension*) dar, wenn diese gleich Null wird, dann entspannt sich das Kabel (*slack cable*) bzw. fällt lose. Wichtig dafür ist die Stelle am unteren Kabelende bei $z = L$, weil sich dann das ROV (ohne Seilspannung) frei bewegt. Hierbei spielt natürlich die statische Auslenkung bzw. das Gewicht eine Rolle:

$$N(L,t) = EA [s'_{sta}(L,t) + s'_{dyn}(L,t)] = 0. \quad (17)$$

Daraus lässt sich eine Formel für die kritische A-Rahmenamplitude (bzw. Erregeramplitude) ableiten, was unter Berücksichtigung der Dämpfung von DRISCOLL et. al. [1998] beschrieben wurde.

5. Numerische Untersuchungen

Für die numerischen Untersuchungen des Tauchsyste ms wird ein eindimensionales FE-Modell des kontinuierlichen Verbandes entwickelt. Das in dieser Arbeit adaptierte Ersatzsystem basiert auf der Publikation von DRISCOLL et. al. [2000], in welcher die Details des diskreten Modells beschrieben werden.

Das Gesamtsystem wird in drei einzelne Subsysteme zerlegt: das Schiff mit A-Rahmen, das Kabel und schließlich die angehängte Last. Die Auslenkung des A-Rahmens (bei Knoten 1 in Abb. 2) ist harmonisch und rein vertikal. Das Kabel wird als Massenpunkt-Modell mit finiten Elementen definiert, seine einzelnen Segmente sind an den Knotenpunkten aneinander befestigt. Die Größe des ROVs ist, verglichen mit der Kabellänge sehr klein, so dass die Last ebenfalls als Punktmasse dargestellt werden kann, die an das untere Kabelende (als Knoten $n + 1$) gehängt wird.

Nach der Diskretisierung des Kabels werden die n Bewegungsgleichungen zweiter Ordnung für die jeweilige Bewegung eines Knotens aufgestellt (die Bewegung des ersten Knotens – die A-Rahmenbewegung – ist bekannt):

$$M \ddot{z} + K \dot{z} = D_1 \dot{z} + D_2 \dot{s} + f_G. \quad (18)$$

Darin sind die Massenpunkt-, Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen mit $M, K, D \in \mathbb{R}^{n \times (n+1)}$:

$$M = \begin{bmatrix} 0 & m_k l_1 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_k l_2 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & m_k l_{n-1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & m_k l_n / 2 + m_{MD} \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & -c_2 & c_2 + c_3 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & c_{n-1} + c_n & -c_n \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & -c_n & -c_n \end{bmatrix}$$

$$D_1 = \begin{bmatrix} \frac{d}{6} & -\frac{2d}{3} & \frac{d}{6} & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{d}{6} & -\frac{2d}{3} & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -\frac{2d}{3} & -\frac{d}{6} \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -\frac{d}{6} & -\frac{d}{3} - D \end{bmatrix}$$

$$D_2 = \begin{bmatrix} \frac{d}{12} & 0 & -\frac{d}{12} & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \frac{d}{12} & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & -\frac{d}{12} \\ 0 & 0 & 0 & \dots & \frac{d}{12} & -\frac{d}{12} \end{bmatrix} \quad (19a-d)$$

Es sind m_k die Kabelmasse pro Meter, l die Länge eines Kabelelements, m_{MD} die schwingende Endmasse (inkl. hydrodynamischer Masse), c_i die Federsteifigkeit und d [kg/s] der Dämpfungsparameter eines Kabelsegments bzw. D der schwingenden Last. Der Gewichtsvektor $f_G \{R^{n \times 1}\}$ beinhaltet das Gewicht des Kabels w und der Last in Wasser W_0 :

$$f_G = \begin{bmatrix} wl \\ wl \\ \vdots \\ wl \\ \frac{1}{2}wl + W_0 \end{bmatrix} \quad (20)$$

Die Beschleunigung des ersten Knotens entspricht der A-Rahmen-Beschleunigung:

$$\ddot{z}_1 = \ddot{z}_{AF}(t) \quad (21)$$

Die vertikale Position eines Knotens wird durch $z \{R^{(n+1) \times 1}\}$ beschrieben, dem Abstand des Knotens zur statischen Ruhelage des A-Rahmens:

$$z = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ \vdots \\ z_n \\ z_{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{AF} + L_{01} + s_1^{(1)} \\ z_{AF} + L_{02} + s_2^{(1)} \\ \vdots \\ z_{AF} + L_{0n} + s_n^{(1)} \\ z_{AF} + L_{0n+1} + s_n^{(2)} \end{bmatrix} \quad (22)$$

L_{0i} ist die ungedehnte Kabellänge bis zum Knoten i und L_{0n+1} ist die gesamte ungedehnte Kabellänge vom A-Rahmen zum Docker. Es gilt $L_{01} = s_1^{(1)} = 0$. Die elastische Verschiebung $s \{R^{(n+1) \times 1}\}$ ist:

$$s = \begin{bmatrix} s_1 \\ s_2 \\ \vdots \\ s_n \\ s_{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_1^{(1)} \\ s_2^{(1)} \\ \vdots \\ s_n^{(1)} \\ s_n^{(2)} \end{bmatrix} \quad (23)$$

Die Indizes in den hochgestellten Klammern bedeuten: 1 = oberes, 2 = unteres Element-Ende.

Zur numerischen Implementierung wird der Satz von n Bewegungsdifferentialgleichungen 2. Ordnung (18) in ein System von DGL 1. Ordnung umgewandelt. Die numerische Integration der DGL wird mit dem *Runge-Kutta-Verfahren* 2. Ordnung gelöst.

Die numerische Simulation liefert den Schwingungsverlauf einzelner Kabelabschnitte (Knotenpunkte) und der angehängten Last im Zeitbereich. Durch eine Serie von Simulationen kann die Übertragungsfunktion in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz bestimmt werden.

Abb. 7 verdeutlicht die Übertragungsfunktionen der Tauchbewegung von vier (n) untersuchten Knotenpunkten bei einer Kabellänge von 2160 m und einer Erregeramplitude von $z_{AF} = 0,25$ m. Die Systemdämpfung wurde in Modellversuchen untersucht und auf das Ersatzsystem übertragen (siehe hierzu Abschnitt 6). Bei Offshore-Einsätzen ist nur der Erregerfrequenzbereich von $\omega = 0,5$ bis 2,5 rad/s relevant, dennoch ist hier ein größerer Bereich dargestellt, um das simulierte Verhalten bei Erregung mit der zweiten Eigenkreisfrequenz ($\omega = 5$ rad/s) zu verdeutlichen. Der Simulation zufolge, die nur bis $\omega = 3,5$ rad/s in Modellversuchen verifiziert wurde, schwingt die Kabelmitte bei solcher Erregung extrem, auch die Bewegungen des ROVs bleiben davon nicht unberührt.

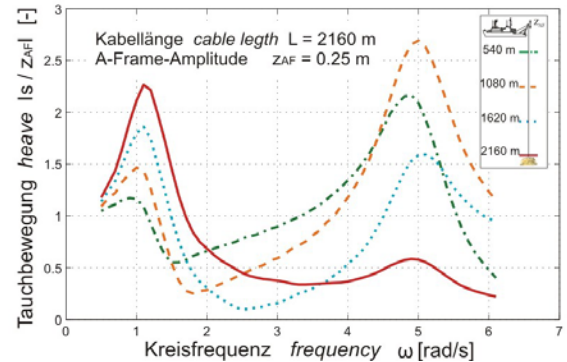


Abb. 7: Numerische Simulation im Frequenzbereich, Übertragungsfunktionen der Tauchbewegung von MODUS an einem 2160 m langen Kabel und der einzelnen Kabelabschnitte; *Numerical simulation in the frequency domain, RAO of the ROV and each cable element*

Die numerischen Simulationen müssen genau an das wirkliche System angepasst werden (Dämpfung, hydrodynamische Masse, etc.). Durch Modellversuche mit unterschiedlichen Kabellängen konnte das Ersatzsystem für variable Einsatztiefen angepasst werden. In Abb. 8 sind die Übertragungsfunktionen des MODUS bei vier verschiedenen Kabellängen aufgezeigt (siehe auch Abb. 6). Bei einer Einsatztiefe von 4000 m liegt die erste Eigenkreisfrequenz ω_1 bei ca. 0,8 rad/s ($T = 8$ s), die zweite bei $\omega_2 = 2,9$ rad/s ($T = 2,2$ s). Der Einfluss der zweiten Resonanzstelle ist im relevanten Frequenzbereich erkennbar.

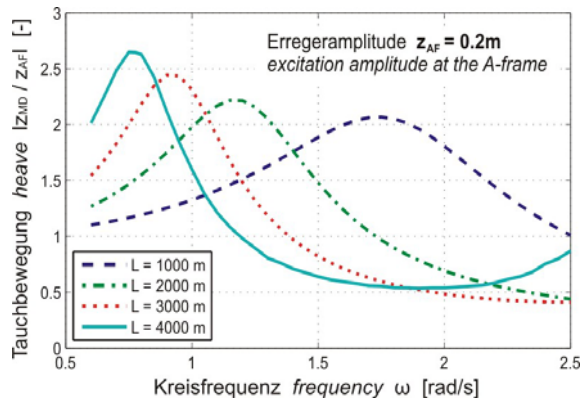


Abb. 8: Numerische Simulation zur Entwicklung der RAO mit steigender Einsattiefe; *Numerical simulation to the development of heave RAO with increasing depth*

Das diskrete Modell ermöglicht auch Vorhersagen über das Einsetzen instationärer Bewegungen und von *Slack-Cable*-Situationen. Erfahrungen aus Offshore-Einsätzen mit MODUS zeigen, dass das Tauchgerät bei größeren Fiergeschwindigkeiten als 0,6 m/s zu taumeln beginnt, die Freifallgeschwindigkeit beträgt etwa 1 m/s (HOOG [2005]). Mit diesen Werten können Bedingungen charakterisiert werden, die ein sicheres und praktikables Operieren des Tauchfahrzeugs ermöglichen (etwa die Sonarortung einer Bodenstation oder das Andocken an diese). Abb. 9 zeigt für eine Einsattiefe von 2160 m die Bereiche von Erregeramplituden und Frequenzbereich, in denen die vertikalen Geschwindigkeiten des ROVs als Kriterien für Bewegungsabläufe dienen. Im unteren Bereich werden die induzierten Vertikalgeschwindigkeiten des Fahrzeugs nicht größer als 0,6 m/s, darüber setzen starke Taumbewegungen ein. Bei Geschwindigkeiten, die größer sind als die Freifallgeschwindigkeit, kommt es zu *Slack-Cable*-Situationen. Ein weiterer Bereich (oben) kennzeichnet den Fall, in dem die Bewegungsamplituden des Dockers größer werden als die elastische Kabelelongation. Eine Art *statischer* Nullspannungslinie tritt ein, die wesentlich vom Gewicht des Fahrzeugs im Wasser abhängt, weil dieses die Kabellängung mitbestimmt.

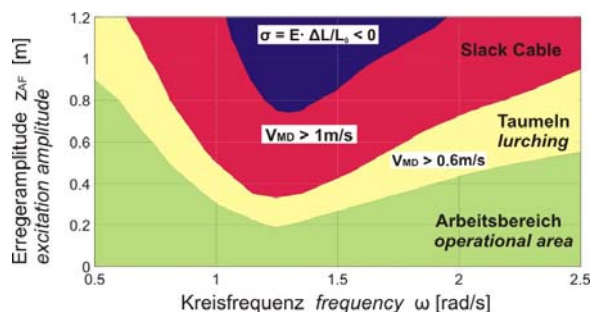


Abb. 9: Numerisch ermittelte Bedingungen für *Slack-Cable*-Situationen und Taumbewegungen ($L = 2160$ m); *Slack cable condition and lurching of the ROV based on numerical simulation*

6. Modellversuche

Zur Validierung des analytischen und diskreten Ersatzsystems wurden Modellversuche (Maßstab 1:5) im Tiefwassertank der TU Berlin (Wassertiefe 5 m) durchgeführt. Das Tauchfahrzeug MODUS sowie eine typische Bodenstation wurden maßstabsgetreu nachgebildet. Den Ähnlichkeitsgesetzen folgend, wurden die Elastizität und Massenbehaftung des Multifunktionskabels als Reihe von Federn und Ausgleichsmassen modelliert (Versuchsaufbau siehe Abb. 2). Jedes dieser Feder-Masse-Segmente entspricht einem Kabelabschnitt von 540 m Länge (Modellmasse eines Segments ca. 9,6 kg, Modellfederrate 1,8 N/mm). Somit konnten Einsattiefen des Tauchsysteams bis 2700 m im Versuchstank simuliert werden. Die seegangsbedingte vertikale Auslenkung wurde mit Hilfe einer *Planar-Motion*-Anlage realisiert, bei der die Auslenkungsamplitude und Erregerfrequenz variiert werden konnten. Gemessen wurden die vertikalen Auslenkungen der Ausgleichsmassen (Kabelabschnitte) und des ROVs, sowie die Kabelzugkräfte an der Kabelaufhängung (A-Rahmen) und am Fahrzeug.

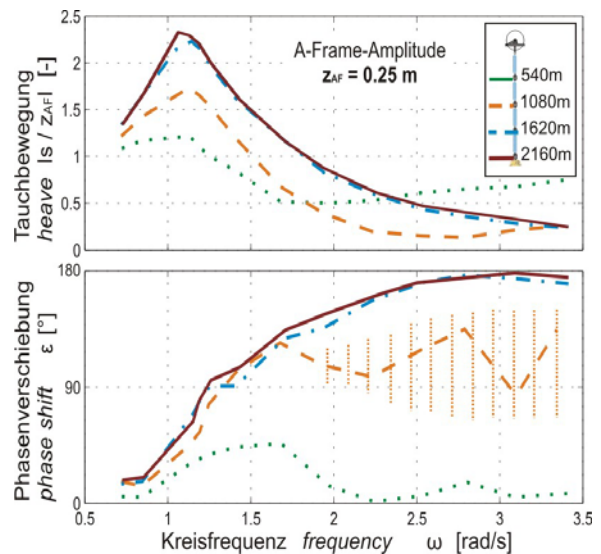


Abb. 10: Modellversuchsergebnisse: Übertragungsfunktion der Tauchbewegung für den Docker und einzelne Kabelabschnitte und Phasenverschiebung der Bewegung zur Erregung (M 1:5, Kabellänge 2160 m); *Model test results: heave RAO and phasing (scale 1:5, length 2160 m)*

In Abb. 10 sind die Übertragungsfunktionen der Tauchbewegungen im Frequenzbereich für eine simulierte Einsattiefe von 2160 m und eine Erregeramplitude von 0,25 m aufgetragen. Dargestellt ist die relative Bewegung des ROVs (2160 m) und der Kabelsegmente ($\frac{1}{4}$ Kabellänge, Kabelmitte, $\frac{3}{4}$ Kabellänge). Wenn das Tauchsysteam mit einer Periode von ca. 5,2 s ($\omega = 1,2$ rad/s) angeregt wird, kommt es zu Resonanzschwingungen mit maximalen Vertikalbewegungen des Fahrzeugs. Im Bereich um $\omega = 2,5$ rad/s ($T = 2,5$ s) sind die Tauchbewegungen von A-Rahmen und ROV gegenläufig, die Phasenverschiebung beträgt hierbei 180° , während sich die

Kabelmitte nur minimal (fast gar nicht) bewegt (die genaue Phasenlage ist hier wegen der kleinen Amplituden schwer zu bestimmen, sie ist ca. 90°). Die Übertragung der Tauchbewegung ist stark von der nichtlinearen Dämpfung geprägt, die ihrerseits von der Erregeramplitude abhängig ist (Abb. 11). Je größer die A-Rahmenamplitude, desto stärker wird die übertragene Bewegung des ROVs gedämpft. Zu beobachten ist in diesem Zusammenhang auch eine Verschiebung der Resonanzstelle.

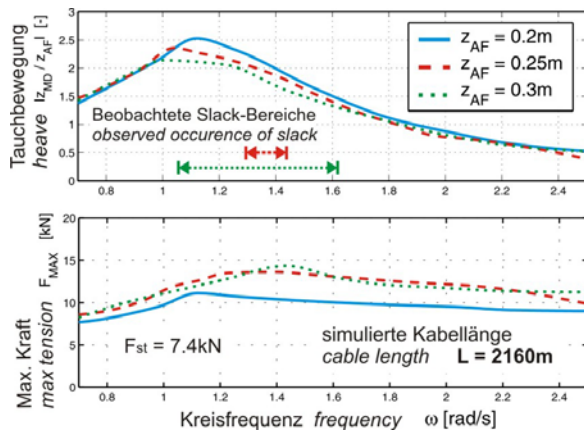


Abb. 11: Modellversuchsergebnisse: Übertragungsfunktion der Tauchbewegung in Abhängigkeit von der Erregeramplitude und maximale Zugkräfte am ROV; *Model test results: heave RAO subject to excitation amplitude and maximum tension at the ROV*

Die maximalen Zugbelastungen am unteren Kabelende sind ebenfalls in Abb. 11 dargestellt. Bei sehr langen Erregerperioden (kleinen Frequenzen) und bei extrem großen Frequenzen nähern sich die maximalen dynamischen Lasten der gewichtsbedingten statischen Last des Tauchgerätes von $T_{ST} = 7,4$ kN an. Im letzteren Fall kann das träge ROV den vorgegebenen Bewegungen des Kabels nicht mehr folgen, die vertikalen Oszillationen des Fahrzeugs werden minimal, es wirkt zunehmend wie eine feste Einspannung, an der das Kabel mit T_{ST} zieht.

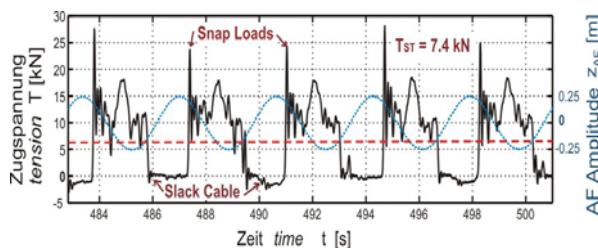


Abb. 12: Registrierung von Slack-Cable-Situationen mit anschließenden Snap Loads ($L = 1620$ m); *Record of slack cable with following snap loads*

In der untersuchten Konstellation mit 2160 m Kabellänge treten dynamische Lasten auf, die doppelt so groß sind, wie die statischen. Die größten dynamischen Lasten wurden bei einer um ca. 90° phasenverschobenen Bewegungsübertragung registriert. Bereiche, in denen Slack-Cable-Situationen beobachtet wurden, sind markiert; *Snap Loads*, die

diesen Situationen folgten, waren (bei dieser Anordnung) immer kleiner als die maximalen dynamischen Kräfte. Bei Modellversuchen mit einer simulierten Kabellänge von 1620 m konnten infolge von *Slack-Cable*-Situationen peitschenartige Kraftspitzen nachgewiesen werden, die das Vierfache der statischen Last überschritten (siehe Abb. 12). Für eine adäquate Anpassung des numerischen Ersatzsystems wurde außerdem mit Hilfe von Einschwingversuchen die Dämpfung des Tauchgeräts abgeschätzt (bei $L = 2160$ m: Dämpfungskoeffizient $D_{MD} = 3500$ kg/s, Eigenschwingung ca. $T = 4$ s).

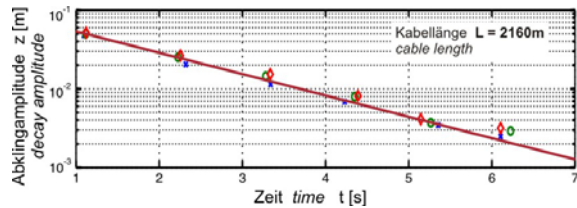


Abb. 13: Einschwingverhalten des Dockers ($L = 2160$ m); *Transient response of MODUS*

Vergleicht man die Modellversuchsergebnisse mit den Resultaten der numerischen Simulation (Abb. 14), so ergeben sich für die vertikale Bewegungsübertragung gute Übereinstimmungen insbesondere für die schwingenden Lasten (MODUS mit und ohne Bodenstation). In Bezug auf die *Slack*-Vorhersage müssen noch genauere Kriterien für das Ersatzsystem gefunden werden, die in kommenden Offshore-Einsätzen des Prototyps zu bestimmen sind. Die beobachteten instationären Bewegungen (Abb. 11) werden schon gut durch die numerische Simulation (Abb. 9) prognostiziert.

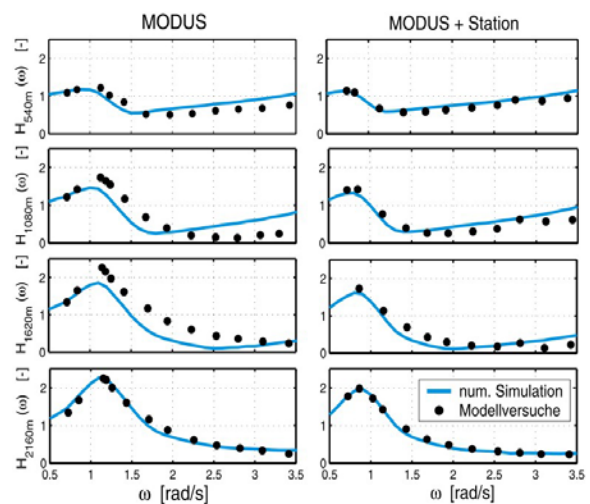


Abb. 14: Vergleich von Modellversuchsergebnissen mit denen der numerischen Simulation für vier Kabelabschnitte und zwei Belastungsfälle (MODUS m/o Bodenstation) ($L = 2160$ m); *Comparison of numerical and experimental data with / without a bottom station*

7. Aussichten

Ende 2007 kommt das Tauchsystem im Rahmen des Projekts MABEL zum Einsatz. Dann können Bewe-

gungs- und Lastensensoren tatsächliche Einsatzbedingungen registrieren. Diese Daten sollen zur Feinabstimmung des numerischen Ersatzsystems dienen. Interessant ist der Einfluss der nichtlinearen Dämpfung und der hydrodynamischen Masse auf das Bewegungsverhalten des Systems; durch Variation dieser Parameter, etwa durch Reduktion der vertikalen Schattenfläche des ROVs, kann man das Bewegungsverhalten maßgeblich beeinflussen und damit den operativen Horizont erweitern. Durch die Quantifizierung der dynamischen Belastungen an Multifunktionskabeln können Rückschlüsse auf zulässige Arbeitslasten und damit die Betriebssicherheit gezogen werden.

8. Zusammenfassung

Das Schwingungsverhalten eines Tiefsee-ROVs, das seegangsbedingt zu vertikalen Bewegungen angeregt wird, ist Gegenstand dieser Arbeit. Das dynamische System besteht aus Einsatzschiff mit A-Rahmen, einem elastischen Multifunktionskabel und dem Fahrzeug mit und ohne Nutzlastmodul.

In analytischen Untersuchungen wurde das Tauchsystem aufgrund der nicht vernachlässigbaren Kabelmasse als Kontinuum betrachtet. Die Systemeigen-schwingungen wirken sich stark auf die ROV-Bewegungen aus, wobei der Einfluss der Grundfrequenz dominiert. Die zweite Eigenfrequenz kommt im relevanten Frequenzbereich erst bei sehr großen Kabellängen bzw. Einsatz-tiefen (ab 3000 m) zur Geltung.

In einem zweiten Schritt wurde ein diskretes Ersatzsystem entwickelt und numerisch untersucht. Damit sind Aussagen über Bewegungs-merkmale, Systembeschleunigungen, Kabelspannungen, Phasenverschiebungen, harmonische Systemeigenschaften sowie das Einsetzen von *Slack-Cabel*-Situationen möglich.

Zur Validierung der Ergebnisse wurden Modellversuche durchgeführt. Darin wurde das Kabel als Kettenschwinger mit maßstabsgerechten Feder-Masse-Segmenten modelliert (Maximaltiefe entsprechend 2700 m). Es konnten peitschenartige Kraftspitzen infolge von *Slack-Cabel*-Situationen nachgewiesen werden, die das Vierfache der statischen Last überschritten.

9. Danksagung

Mein großer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. G. F. Clauss und Dipl.-Ing. F. Stempinski von der Technischen Universität Berlin für anregende Diskussionen und die freundliche Betreuung meiner Arbeit.

Bei der Bearbeitung der analytischen Untersuchungen hat mich Prof. Dr.-Ing. E. Wolf unterstützt, wofür ich ihm meinen herzlichen Dank ausspreche.

Des Weiteren danke ich den Mitgliedern der Arbeitsgruppe Tiefsee Prof. Dr.-Ing. H.W. Gerber und Dipl.-Ing. W. Langner von der TFH Berlin sowie Dipl.-Ing. H. de Vries von der TU Berlin, für die

Bereitstellung von Bildmaterial und die gute Zusammenarbeit.

10. Schrifttum

- Clauss G. F., Lehmann E., Østergaard C. (1988): *Meerestechnische Konstruktionen*, ISBN 3-540-18964-5, Springer Verlag
- Clauss G. F., Hoog S., Gerber H. W. (2002a): *MODUS – Ein Schwerlast-ROV für das Ausbringen und Bergen von Tiefseestationen*, 97. Hauptversammlung der STG, 20. – 23.11.2002, Hamburg
- Clauss G. F., Vannahme M. (2002b): *Dynamische Analyse hydroelastischer Effekte getauchter Schleppsysteme*, 97. Hauptversammlung der STG, 20. – 23.11.2002, Hamburg
- Clauss G. F., Hoog S., Stempinski F., Gerber H. W. (2004): *Advanced Deepwater Intervention with MODUS – Latest Results from Model Tests and Full-Scale Operations*, 14th International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE), 23. - 28.05.2004, Toulon, Frankreich
- Driscoll F.R., Lueck R.G., Nahon M. (1998): *The Motion of a Deep-Sea Remotely Operated Vehicle System – Part 1: Motion Observation, Part 2: Analytical Model*, Ocean Engineering 27 (2000), Elsevier
- Driscoll F.R., Lueck R.G., Nahon M. (2000): *Development and Validation of a Lumped-Mass Dynamic Model of a Deep-Sea ROV System*, Applied Ocean Research 22, Elsevier
- Gerber H. W., Clauss G. F., Hoog S. (2001): *Design and Deepwater Tests of MODUS – the Deployment and Recovery Vehicle for GEOSTAR 2 – Seafloor Stations*, Proceeding of the 11th International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE), 17. - 22.06.2001, Stavanger, Norwegen
- Hoog S. (2005): *Ein Beitrag zur Dynamischen Analyse der Hydroelastischen Eigenschaften Kabelgebundener Tiefseegeräteträger*, Dissertation am Institut für Land- und Seeverkehr, Technischen Universität Berlin
- Huang S. (1997): *Stability Analysis of the Heave Motion of Marine Cable-Body Systems*, Ocean Engineering 26 (1999), Elsevier
- Klotter K. (1978): *Technische Schwingungslehre, Erster Band: Einfache Schwinger, Teil A: Lineare Schwingungen*, 3. Auflage, ISBN 3540-08673-0, Springer Verlag
- Vannahme M. (2001): *Dynamische Analyse getauchter Schleppsysteme*, Dissertation am Institut für Land- und Seeverkehr, Technischen Universität Berlin, Mensch-und-Buch-Verlag, ISBN 3-89820-254-2, Berlin
- Vassalos D., Huang S., Kourouklis A. (2005): *Model Testing and Prediction of Snap Loading of Tethered Subsea Units*, 2nd International Workshop on Applied Offshore Hydrodynamics, 14. - 15.04.2005, Rio de Janeiro, Brasilien